

**Gas turbin topped steam plant**

Patent Number: ☐ US5267434  
Publication date: 1993-12-07  
Inventor(s): BRUECKNER HERMANN (DE); BERGMANN DIETMAR (DE); SADDLER JERRY (US);  
TERMUEHLEN HEINZ (US)  
Applicant(s): SIEMENS POWER CORP (US)  
Requested  
Patent: ☐ DE4312072  
Application  
Number: US19920868607 19920414  
Priority Number  
(s): US19920868607 19920414  
IPC Classification: F02C6/18  
EC Classification: F01K23/10  
Equivalents: CA2093948, MX9302118

---

**Abstract**

---

A gas turbine topped onto two or more steam turbine plants having therebetween a heat recovery heat exchanger comprising two side-by-side, but separate, ducts is disclosed. Each of the ducts comprises heat exchange means for each of the respective steam turbines. The hot exhaust gases from a gas turbine are passed in heat exchange with heat exchange means for each of steam turbine. Damper means for controlling the amount of hot exhaust gas passing into the respective heat exchange means for each steam turbine are also disclosed. In another embodiment of the invention, separate damper means for each of said respective heat exchange means for varying the amount of hot exhaust gas between each of said heat exchange means are provided. The inventive system provides high plant efficiency and excellent operating flexibility.

---

Data supplied from the esp@cenet database - I2



02P 104 13



58

①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Off nlegungsschrift  
⑩ DE 43 12 072 A 1

⑤1 Int. Cl. 5:  
**F 01 K 23/10**  
F 02 C 6/18  
F 22 D 1/00

②1 Aktenzeichen: P 43 12 072.5  
②2 Anmeldetag: 13. 4. 93  
④3 Offenlegungstag: 21. 10. 93

DE 43 12 072 A 1

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1  
14.04.92 US 868607

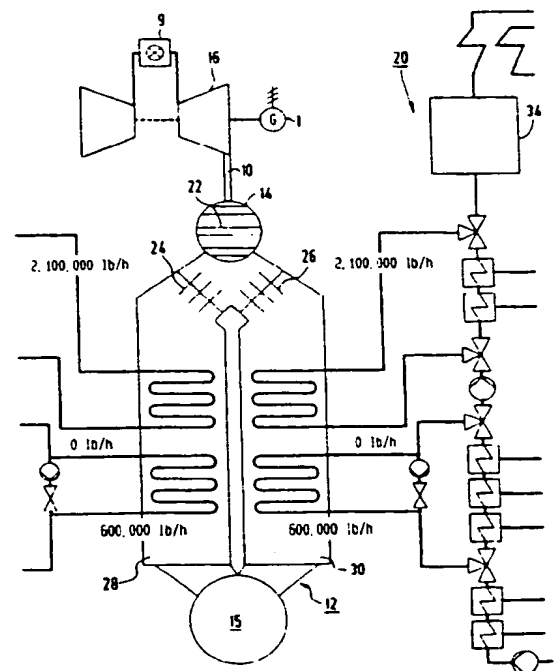
⑦1 Anmelder:  
Siemens Power Corporation, Palmetto, Fla., US

⑦4 Vertreter:  
Fuchs, F., Dr.-Ing., Pat.-Anw., 81541 München

⑦2 Erfinder:  
Termühlen, Heinz, Sarasota, Fla., US; Brückner,  
Hermann, 8525 Uttenreuth, DE; Bergmann, Dietmar,  
4330 Mülheim, DE; Saddler, Jerry, St. Louis, Mo., US

⑤4 Dampfkraftwerk mit Vorschaltgasturbine

⑤7 Die Erfindung betrifft ein Kraftwerk im Verbundkreislauf mit einer Gasturbine (16), deren Abgasauslaß mindestens zwei Dampfturbinenanlagen (32, 34) vorgeschaltet ist, mit Wärmetauschereinrichtungen (12) zwischen der Gasturbine und der Dampfturbinenanlage, wobei die Wärmetauschereinrichtungen mit dem Abgasauslaß in Verbindung stehen und in den Wärmetauschereinrichtungen die heißen Gase der Gasturbine in Wärmetausch mit Speisewasser für die Dampfturbine gebracht werden, um das Wasser vorzuwärmen oder zu verdampfen. Mit der erfindungsgemäßen Anordnung läßt sich eine wesentliche Leistungssteigerung und/oder eine Verbesserung des Wärmeverbrauchs erzielen.



DE 43 12 072 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 08. 93 308 042/355

17/48

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Anordnung, bei der eine Gasturbine zwei oder mehreren Dampfturbinen vorge-

schaltet ist.  
 5 Kombinierte Anlagen mit Wärmerückgewinnungsdampferzeugern (HRSG) sowie kombinierte Kraftwerke mit vollbefeuchten Dampferzeugern sind bekannt. Daraus folgt, daß eine Reihe von kombinierten Anordnungen basierend auf einfachen Konzepten für die Kraftwerksleistung entwickelt worden ist. So sind kombinierte Kraftwerke mit vollbefeuchten Dampferzeugern seit 1965 in Betrieb. Die Gasturbinen für diese Kraftwerkskonzepte sind mit einem HRSG oder Wärmetauschern ausgerüstet, die die Abgasenergie der Gasturbine verwenden, um zusätzlichen Frischdampf, Überhitzerdampf oder eine Speisewassererwärmung für die Dampfturbinen zu liefern, so daß deren Leistung und die Gesamtleistungsfähigkeit des Kraftwerks erhöht wird. Diese Kraftwerkskonzepte, die von dem Verbundbetrieb Gebrauch machen, können für Neubauten adoptiert werden, sind jedoch besonders geeignet zur Leistungserhöhung oder für Vorschaltssysteme. Da hierbei nur wenig neue Dampfkraftwerksausrüstung erforderlich ist, sind diese Kraftwerkskonzepte attraktiv wegen ihrer niedrigen Kosten. Hierzu Maghon, H., Bermann, D., Brückner, H., Kriesten, W., und Termuehlen "Combined Cycle Power Plants for Load Cycling Duties" American Power Conference, Chicago, IL, April 1989; Kreutzer, A., Ganzer, W., und Termuehlen, H., "Gas and Coal-Fired Combined Cycle Plants American Power Conference, Chicago, IL, April 1986; und Denizci, H., und Hamann, B., "Design and Operation of Ambarli Combined Cycle Power Plant" AEIC, Committee on Power Generation, September 1991.

10 Die größte Anlage mit einem vollbefeuchten Dampferzeuger, auch als "hot wind box" bekannt, steht in Deutschland. Die Anlage besitzt vier Einheiten mit 417 MW und eine Einheit mit 700 MW, also eine Nettokraftwerksleistung von 2300 MW. Die 770-MW-Einheit ist mit einem kohlegefeuerten Dampferzeuger und Entschwefelung versehen. Da die Zuverlässigkeit der bisher installierten Gasturbinen unerreichbar ist, wurde entschieden, für den Betrieb der Dampfturbinen ohne Gasturbine nur eine 60% Zwangssaugzugkapazität (FD) bereitzustellen und damit für diese Betriebsart die Leistung von 656 MW auf etwa 500 MW zu verringern. Im normalen kombinierten Betrieb wird das Abgas der Gasturbine als vorgewärmte Luft mit etwa 16% Sauerstoff zum Dampferzeuger und den Kohlenmühlen geführt. Ein Kühlluftgebläse liefert Luft zum Steuern der Temperatur in den Mühlen, und für den Betrieb des FD-Gebläses ist ein primärer Luftvorwärmer installiert. Ein Economizer mit Teildurchfluß sorgt für Speisewasservorwärmung parallel zu den HD Speisewasservorwärmern der Dampfanlage.

30 Das auf Vollbefeuerung beruhende Konzept hat man auch zur Leistungsverbesserung eines 590 MW Kraftwerks angewendet. Hierzu Maghon, H., Schulenburg, T., Laakkonen, M., Froehlich, G., und Termuehlen H., "Full-Load Testing of the Advances V64.3 Gas Turbine" American Power Conference, Chicago, IL, April 1991. Eine V94.2 Gasturbine wurde installiert und ein Hilfs-FD-Gebläse wurde vorgesehen, um im kombinierten Betrieb eine maximale Leistung zu erzielen, wobei die beiden originären größeren FD-Gebläse nur für den Stützbetrieb ohne Gasturbine benutzt wurden. Ein Abgas Bypass ist für den Teillastbetrieb des Dampfkraftwerks vorgesehen, um die Heißluftzufuhr zum Kessel zu verringern. HD und LD Teilstrom-Economizer liegen parallel zu den HD und LD Speisewasservorwärmern, um den Gesamtanlagenwirkungsgrad zu verbessern, der mit 46,6% bzw. 7320 Btu/kWh für die Nennleistung gemessen wurde. Vergleicht man diese Werte mit dem Wirkungsgrad von 40,7% (8380 Btu/kWh) für die ursprüngliche Anlage mit Dampfüberhitzung, so zeigt sich eine Verbesserung von 5,9% bzw. 1060 Btu/kWh. Ein Lastwechselbetrieb zwischen 100% und 45% Kraftwerksleistung kann ohne Wirkungsgradeinbuße erfolgen. Die NO<sub>x</sub>-Emission des Kraftwerks wurde auf 30% des ursprünglichen Wertes von 400-500 ppm bis 100-150 ppm bei 3% Sauerstoffgehalt im Abgas der Dampferzeuger verringert.

45 Neue Alternativen sind für die Anlagen wünschenswert, wenn man Spitzenlasten oder eine Kombination von Grundlast, einem Mittellastbereich und Spitzenlast benötigt. Wir haben festgestellt, daß dies mit einer Verbundanlage möglich ist, die aus der Vorschaltung einer Gasturbine vor zwei oder mehreren Dampfturbinen besteht. Ein solches System liefert einen hohen KW-Wirkungsgrad und eine ausgezeichnete Anpassung an den jeweiligen Betrieb.

50 Die erfindungsgemäße Anordnung besitzt eine Gasturbine, die zwei oder mehreren Dampfturbinen vorge-schaltet ist, wobei dazwischen ein Wärmetauscher zur Wärmerückgewinnung vorgesehen ist, der zwei getrennte Kanäle Seite an Seite aufweist. Jeder Kanal ist mit Wärmetauscheinrichtungen für jede der Dampfturbinen versehen.

Erfindungsgemäß wird das heiße Abgas der Gasturbine in Wärmeaustauscher mit der Wärmeaustauscheinrichtung für jede Dampfturbine gebracht. Die Erfindung zeichnet sich ferner durch eine Klappeneinrichtung (Damper Means) aus, um das Volumen des Abgases zu steuern, das in die jeweiligen Wärmetauscher für jede Dampfturbine einströmt. In einer weiteren Ausführungsform der Erfindung sind getrennte Klappen für die jeweiligen Wärmetauscher vorgesehen, um die Volumenaufteilung des heißen Abgases auf jeden Wärmetauscher zu verändern.

60 Ausführungsbeispiele der Erfindung sind nachstehend anhand der Zeichnung näher erläutert. Es zeigt:  
 Fig. 1 eine schematische Darstellung einer Vorschaltgasturbine in Verbindung mit Dampfturbinen,  
 Fig. 2 eine Draufsicht und eine Seitenansicht eines Wärmetauschers gemäß der Erfindung,  
 Fig. 3 eine Seitenansicht einer Anlage mit einer Gasturbine, einem Generator und einem Wärmetauscher zur Speisewasservorwärmung gemäß der Erfindung,

65 Fig. 4 eine schematische Ansicht ähnlich Fig. 1 einer abgeänderten Ausführungsform,  
 Fig. 5 eine schematische Darstellung ähnlich Fig. 1 in einer weiteren Ausführungsform der Erfindung,  
 Fig. 6 ein Temperatur-/Heizleistungsdiagramm für das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 5 und  
 Fig. 7 eine schematische Darstellung ähnlich Fig. 1 einer anderen Ausführungsform der Erfindung.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand mehrerer Beispiele erläutert.

### Beispiel 1

#### Verbundvorschaltssystem mit zwei Dampfturbinen und einer Gasturbine

Es wurden zwei identische 300 MW-Einheiten mit Dampfüberhitzung ausgewählt, um einer tatsächlichen Anwendung nahe zu kommen. Es wurde ferner angenommen, daß die Dampfturbinen für einen größeren Überhitzerdampfdurchsatz geeignet waren, wie dies typischerweise für einen Betrieb erforderlich ist bei dem der Topvorwärmer außer Betrieb ist. Bei voll offenen Ventilen und 5% Überdruck wird eine maximale Leistung von 326,8 MW je Einheit erzeugt. Die Kraftwerksnettoleistung ergibt sich wie folgt:

Tabelle 1

	Nennleistung	Maximalleistung
Turbo-Generator	312,2 MW	326,8 MW
Eigenbedarf	15 MW	26 MW
Kraftwerksleistung	297,2 MW	310,8 MW
Turbo-Generator		
Wärmeleistung	7731 Btu/kWh	7709 Btu/kWh
Kraftwerksnettowärmeverbrauch	9904 Btu/kWh	9885 Btu/kWh

Wärmeverbrauch Turbo-Generator basiert auf Anlage mit niedrigem Wärmewert

Wärmeverbrauch basiert auf hohem Wärmewert

Hierbei hat sich herausgestellt, daß die potentielle Leistungssteigerung am besten erreicht werden kann, wenn man eine V84.3 Gasturbine verwendet, die für beide Einheiten in einem Verbundbetriebssystem Speisewasservorwärmung bzw. Überhitzerdampf liefert, wobei sich folgende Werte für die Gasturbine bei Grundlast und Spitzenlast und 15°C Umgebungstemperatur ergeben:

Tabelle 2

	Grundlast	Spitzenlast
Nettoleistung	135,5 MW	145,9 MW
Wärmeverbrauch basierend auf niedrigem Wärmewert	9767 Btu/kWh	9668 Btu/kWh
Wärmeverbrauch basierend auf hohem Wärmewert	10,838 Btu/kWh	10.728 Btu/kWh

Somit wurde der Nettowärmeverbrauch des ursprünglichen Kraftwerks von 9554 Btu/kWh nur durch Installieren einer Gasturbine für beide Zwischenüberhitzungsdampfereinheiten auf 9048 Btu/kWh verbessert. Die Nennleistung erhöhte sich wie folgt:

Gasturbinenleistung	135,5 MW
Leistungssteigerung des Dampfkraftwerks	$2 \times 27,1 \text{ MW}$
Gesamte Leistungssteigerung	189,7 MW

Bei Spitzenleistung der Gasturbine steigerte sich die maximale Kraftwerksleistung bei einem Wärmeverbrauch von 9008 Btu/kWh wie folgt:

Gasturbinenleistung	145,9 MW
Leistungserhöhung des Dampfkraftwerks	$2 \times 28,8 \text{ MW}$
Gesamte Leistungssteigerung	203,5 MW

Die maximale Leistungssteigerung aufgrund einer zusätzlichen V84.3 Gasturbine im Vergleich zum Erstellen einer vollständig neuen kombinierten Anlage oder einer Verbundanlage drückt sich in folgenden drei Gleichungen aus:

Zusatz einer V84.3 Anlage einfacher Kreislauf

Dampfturbinenanlage	2 x 310,8 MW	9.885 Btu/kWh
Gasturbinenanlage	1 x 148 MW	10.570 Btu/kWh
Gesamtanlage	769,8 MW	10.017 Btu/kWh

Zusatz einer V84.3 Anlage kombinierter Kreislauf

Dampfturbinenanlage	2 x 310,8 MW	9.885 Btu/kWh
Gasturbinenanlage	1 x 221 MW	7.070 Btu/kWh
Gesamtanlage	842,6 MW	9.147 Btu/kWh

Zusatz einer V84.3 Anlage Verbundkreislauf

Dampfturbinenanlage	2 x 339,6 MW	8.955 Btu/kWh
Gasturbinenanlage	1 x 145,9 MW	10.728 Btu/kWh
Gesamtanlage	825,1 MW	9.269 Btu/kWh

Die höhere Gasturbinenleistung für den einfachen Kreislaufbetrieb resultiert aus kleineren Auslaßdruckverlusten.

Faßt man diese Resultate zusammen, so gelangt man zu folgenden Leistungsverbesserungen von Einheiten im kombinierten Kreislauf und im Verbundkreislauf gegenüber einer zusätzlichen Gasturbine im einfachen Kreislauf:

Tabelle 3

Nettoleistungsgrad der Gesamtanlage	Einfacher Kreislauf	Kombinierter Kreislauf	Verbund- Kreislauf	
Leistung	MW 769,6	842,6	825,1	
Leistungsstei- gerung	MW Basis % Basis	73,0 9,5	55,5 7,2	10
Wärmeverbrauch	Btu/kWh 1.0017	9.147	9.269	
Verbesserung	Btu/kWh Basis % Basis	870 8,7	748 7,5	15

Die kleinere Leistungsverbesserung und Wärmeverbrauchverringerung für den Verbundkreislauf gegenüber dem kombinierten Kreislauf resultiert hauptsächlich aus höheren Verlusten in den Niederdruckstufen der Dampfturbinen. Wenn man diese Teile der vorhandenen Dampfturbinen ersetzt, so können die Leistungssteigerung und die Werte für den Wärmeverbrauch im Verbundkreislauf weiter verbessert werden.

Um ein optimales Leistungskonzept für das einzigartige Verbundsystem auszuwählen, haben wir dieses Konzept sowie drei weitere Kreislaufkonzepte untersucht.

## Beispiel 2

## Erste Alternative

## Speisewasservorwärmung für mehrere Entnahmen

Die Abgasenergie der V843 Gasturbine ist der Kapazität der beiden Hochdruckspeisewasservorwärmer der beiden Zwischenüberhitzerdampfananlagen wie auch einer teilweisen Speisewasservorwärmung parallel zu den Niederdruckentnahmen angepaßt. Die Speisewassereintrittstemperatur von 82°C für Entnahme 3 entspricht der Abzugsgastemperatur von 93°C, die eine optimale Gesamtwirtschaftlichkeit liefert. Während des Teillastbetriebes des DKW kann durch Umwälzung die Speisewassertemperatur bei etwa 82°C gehalten werden. Mit der verfügbaren Abgasenergie der Gasturbine erhält man eine Endtemperatur von 254°C für das Speisewasser. Die maximale Leistungssteigerung der Anlage ist wie folgt:

Tabelle 4

	Anlage mit Zwischenüberhitzung	Verbundkreislauf	
Leistung DKW	2 x 326,8 MW	2 x 355,6 MW	
Leistung Gasturbine	0 MW	1 x 145,9 MW	50
Gesamtleistung	653,6 MW	857,1 MW	
Eigenbedarf	2 x 16 MW	2 x 16 MW	55
Anlagen-Nettoleistung	621,6 MW	825,1 MW	
Anlagen-Nettoleistungserhöhung		203,5 MW	60

Die Anordnung ermöglicht die Leistungserhöhung bei einer attraktiven Verbesserung des Wärmeverbrauchs von 616 Btu/kWh bzw. 6,2%. Diese Verbesserung gegenüber einer Zwischenüberhitzungsdampfananlage ist sehr attraktiv und ist das Ergebnis der optimalen Nutzung der Abgasenergie der Gasturbine auf einem hohen Energieniveau.

Der Vollastbetrieb der Gasturbine und Teillastbetrieb der Dampfturbinen kann durch die Speisewasserendtemperatur begrenzt werden, die ein Niveau erreicht, bei dem die Siedetemperatur in den Ekonomizern des Zwischenüberhitzungsdampfkessels überschritten wird. Um diese Betriebsphasen unter Kontrolle zu halten, erhält der Wärmetauscher eine besondere Bauweise, die in Fig. 1 dargestellt ist und die eine sehr hohe Betriebsanpassungsfähigkeit ermöglicht.

Die Zweikanalausführung des Wärmetauschers 12 zur Wärmerückgewinnung ermöglicht jede Betriebsweise der einen Gasturbine und der beiden Dampfturbinen. Ein Hilfsabzug 14 ist für den Alleinbetrieb der Gasturbine 16 ohne Dampfturbinen 18 und 20 vorgesehen, wobei das Abgas von drei Mehrfachklappen 22, 24 und 26 gesteuert wird. Die beiden Schieber 24 und 26 stromauf der Wärmetauscher 28 und 30 für die beiden Dampfturbinen 32 und 34 ermöglichen eine unabhängige Strömung und damit auch Temperaturkontrolle für beide Einheiten. Mit dieser Anordnung ist es auch möglich, daß die Gasturbine mit nur einer Dampfturbine arbeitet. Es ist auch das Anfahren einer Einheit möglich, wenn die andere Dampfturbine bereits voll in Betrieb ist.

Die Ausführungsform des Wärmetauschers 12 für die Speisewasservorwärmung ist in den Fig. 2 und 3 dargestellt. Das Abgas der Gasturbine strömt zunächst in den einen Abzug 14 der Gasturbine ein. Von dort wird das Abgas gleichermaßen in Kanäle aufgeteilt, die zu den unabhängigen Hochdruck- und Niederdruckspeisewasservorwärmerrohrbündeln führen. Diese Zweikanalanordnung wurde gewählt, damit die beiden Dampfturbinen unabhängig voneinander arbeiten.

Dieses Konzept wurde vorgesehen, um den höchstmöglichen Grad an Betriebsanpassungsfähigkeit zu ermöglichen. Die Gasströme werden von Klappenschiebern gesteuert. Zwei Reihen von Klappen 34 und 36 sind in dem Hilfsabzug für die Gasturbine installiert, um beim Betrieb der Hochdruck- und Niederdruckspeisewassermetauscher die Leckageverluste zu minimieren. Durch unter Drucksetzen des Bereiches zwischen den beiden Klappenreihen werden Leckageverluste vermieden. Vor jeder Wärmetauscherstufe ist eine einzige Schieberklappenreihe 24 und 26 installiert, um unabhängig voneinander den Gasstrom zu den Hochdruck- und Niederdruckspeisewassermetauschern zu steuern. Die Betriebserfahrungen, die in Europa mit diesen Klappenschiebern (Louver Dampers) gemacht wurden, sind sehr positiv. Die Aufteilung der drei Schieber im Hilfsabzug und stromauf der beiden Wärmetauscherstufen in richtiger Folge erlaubt es, folgende Operationen durchzuführen:

- Gasturbine allein,
- Gasturbine mit einer Dampfturbine,
- Gasturbine mit zwei Dampfturbinen,
- Übergang aus und zu jedem vorgenannten Betrieb,
- Anfahren bei allen Betriebsbedingungen.

Der Gasturbinenabzug 10 für die V84.3 Gasturbine in Fig. 2 hat 5,4 m und die beiden Kamine der Wärmetauscherstufen 3,9 m Durchmesser. Der Betrieb mit einer Dampfturbine erfordert ein teilweises Öffnen des Hilfsabzuges 14, um die maximale Aufwärmung des Speisewassers für diese Einheit zu optimieren und am Gasturbinenauslaß ein Minimum an Druckverlust zu erhalten.

Die Anordnung des Wärmetauschers 28 (30) für eine V84.3 verbesserte Gasturbine 16 ist in Fig. 3 dargestellt. Die Gesamtlänge des Wärmetauschers beträgt 34 m. Der Wärmetauscher 28 (30) ist an den axialen Diffusor 17 der Gasturbine 16 angeschlossen. Die Gesamtlänge der V84.3 Gasturbine mit einem 165-MVA-Generator 1 beträgt 23 m. Zuzüglich der Diffusorlänge von 11,3 m ergibt sich eine Gesamtlänge von 68,3 m für die Gesamtanlage von Gasturbine und Wärmetauscher.

Wie dargestellt, sind die beiden Brennkammern 9 der verbesserten V84.3 Gasturbine 16 horizontal angeordnet. Der Gasturbinenlufteinlauf läuft generatorseitig zu den Luftfiltern 2, die über den luftgekühlten Generatoren 1 liegen. Die Breite der Turbinenverkleidung beträgt etwa 19,5 m und bietet Platz für Hilfsbetriebe und Wartung. Die V84.3 Gasturbine ist mit 2 x 6 Hybridbrennern versehen, um eine geringe NO<sub>x</sub>-Emission ohne Dampf- oder Wasserinjektionen im Vormisch-Brennbetrieb zu erhalten. Für den Betrieb mit Heizöl oder zur Leistungssteigerung ist Dampf- oder Wasserinjektion vorgesehen.

### Beispiel 3

#### 2. Alternative

#### Speisewasservorwärmung für Entnahmen E<sub>7</sub> bis E<sub>3</sub>

Diese Anlage ist in Fig. 4 dargestellt und liefert folgende Leistungssteigerung des Kraftwerks bei einer Verbesserung des Wärmeverbrauchs von 389 Btu/kWh bzw. 3,9%:



Tabelle 5

	Anlagezwischen- überhitzung	Verbundkreis- lauf	
Dampfturbinenleistung	2x 326,8 MW	2x 345,9 MW	5
Gasturbinenleistung	0 MW	1x 145,9 MW	10
Gesamtleistung	653,6 MW	837,7 MW	15
Eigenbedarf	2x 16 MW	2x 16 MW	
Nettoleistung Kraftwerk	621,6 MW	805,7 MW	20
Kraftwerknettoleistungserhöhung		184,1 MW	25

Diese Anordnung mit einem Zweikanalwärmetauscher ist ähnlich der ersten Alternative, liefert jedoch eine teilweise Speisewasservorwärmung für sieben Speisewasservorwärmer, die mit den Entnahmen E1 bis E7 bezeichnet sind. Bei maximaler Kraftwerkslast werden etwa 57% des Speisewassers von der Abgasenergie der Gasturbine vorgewärmt und der Rest von 43% durch die Dampfentnahmen an den Dampfturbinen über die Speisewasservorwärmer. Diese Anordnung ist nicht so wirkungsvoll, weil die Gasturbinenentnahmeenergie nicht für ein hohes Niveau benutzt wird und das Kondensat mit 43°C mit dem Abgas von 93°C erwärmt wird. Um Korrosion in den Wärmeaustauscherendstufen zu vermeiden, sind Umwälzpumpen 38 und 40 installiert, um die Kondensatoreinlaßtemperatur zu erhöhen. Teillastbetrieb der Dampfturbinen ohne Erhöhung der Speisewasserendtemperatur kann auch dadurch erfolgen, daß man einfach die Speisewasserströmung durch die Speisewasserwärmetauscher vergrößert.

## Beispiel 4

## 3. Alternative

## Frischdampfüberhitzung

Der Betrieb ohne Speisewassertopvorwärmer erhöht grundsätzlich die Überhitzerdampfmenge und den Druck. Verwendet man das Gasturbinenabgas nicht zum Speisewasservorwärmen, so läßt sich alternativ eine Frischdampfüberhitzung im Dampferzeuger mit Wärmerückgewinnung erzielen und wird die Frischdampfüberhitzung in das Überhitzersystem der Dampfturbinen gemäß Fig. 5 eingebaut. Die hohe Gasturbinenabgastemperatur liefert Dampf mit etwa 538°C. Die maximale Leistung im Verbundkreislauf steigt bei einem verbesserten Wärmeverbrauch von 623 Btu/kWh (6,3%) auf:

Tabelle 6

	Anlage mit Über- hitzung	Verbund- kreislauf
Dampfturbinenleistung	2x 326,8 MW	2x 353,5 MW
Gasturbinenleistung	<u>0 MW</u>	<u>1x 145,9 MW</u>
Gesamtleistung	653,6 MW	852,9 MW
Eigenbedarf	<u>2x 16 MW</u>	<u>2x 17 MW</u>
Anlagennettogleistung	621,6 MW	818,9 MW
Anlagennettogleistungserhöhung		197,3 MW

Der Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger erhält Kondensat von 43°C über eine Boosterpumpe. Der Ekonomizer besitzt eine Umwälzpumpe, um Korrosion in den Abgasauslaßstufen zu vermeiden. Fig. 6 zeigt die kritischen Werte für den Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger (HRSG). Die Umwälzung ermöglicht eine Kondensateinlaßtemperatur von etwa 82°C mit einer entsprechenden Gastemperatur im Abzug von 93°C. Etwa 36% der Wärmeenergie wird in den beiden Ekonomizerstufen ausgenützt. Der Einfachdruck HRSG hat einen Knickpunkt bei 10% bei einem Temperaturniveau von 260°C und eine Temperaturdifferenz zwischen dem erzeugten Dampf und dem Gasturbinenabgas etwa 16°C. Das Schaubild zeigt, daß mehr Dampf erzeugt würde, wenn über 64% der Gasturbinenenergie ausgenützt werden. Deshalb würde ein niedrigeres Druckniveau (Überhitzerdampfdruck der Dampfüberhitzung) zu einer besseren Gesamtwirtschaftlichkeit führen.

Der natürliche Umlaufteil des Wärmerückgewinnungs-Wärmetauschers liefert überhitzten Frischdampf. Diese verhältnismäßig einfache Anordnung ermöglicht eine hohe Anpassungsfähigkeit im Betrieb. Das Kondensat von den Dampfturbinen und der Überhitzerdampf zu den Dampfturbinen werden so eingeregelt, daß die Wasser- und Dampfversorgung für den Wärmetauscher und die beiden Dampfüberhitzeranlagen ausgeglichen sind. Dieses Regelkonzept ermöglicht auch den unabhängigen Betrieb der beiden Überhitzerdampfeinheiten. Da dabei kein Hilfsabzug vorgesehen ist, ist der Gasturbinenbetrieb nur mit mindestens einer in Betrieb befindlichen Dampfturbine möglich oder bei Teillast mit verringerter Abgastemperatur. Dampf-Bypasssysteme sind vorgesehen, um die Flexibilität im Betrieb, z. B. das Anfahren der Gasturbine mit voll im Betrieb befindlichen Dampfturbinen zu ermöglichen.

## Beispiel 5

## 4. Alternative

## Frischdampfüberhitzung und Speisewasservorwärmung für mehrere Entnahmen

Dieser Verbundkreislauf für einen Wärmerückgewinnungswärmetauscher mit Speisewasservorwärmung hat eine größere Wirtschaftlichkeit als die dritte Alternative zur Folge, wobei sich eine Wärmeverbrauchsverbesserung von 655 Btu/kWh (6,6%) und die folgende Maximalleistung ergibt:

Tabelle 4

	Überhitzeranlag	Verbund- kreislauf	
Dampfturbinenleistung	2x 326,8 MW	2x 354,8 MW	
Gasturbinenleistung	<u>0 MW</u>	<u>1x 145,9 MW</u>	10
Gesamtleistung	653,6 MW	855,9 MW	
Eigenbedarf	<u>2x 16 MW</u>	<u>2x 17 MW</u>	15
Anlagennettogleistung	621,6 MW	821,5 MW	
Anlagennettogleistungserhöhung		199,9 MW	20

Wie Fig. 7 zeigt, ist für die Entnahmen  $E_5$ ,  $E_4$  und  $E_3$  im Nieder temperaturabschnitt des Wärmetauschers eine Speisewasservorwärmung vorgesehen. Der Dampferzeugerteil des Wärmetauschers erhält Speisewasser von den Kesselspeisepumpen. Der Zu- und Abfluß von Speisewasser und überhitztem Dampf zu und von den Dampfturbinen werden wie in der dritten Alternative geregelt.

Neben der größtmöglichen Wirtschaftlichkeit ist die Betriebsflexibilität der dritten Alternative vergleichbar, wobei der Vollast-Gasturbinenbetrieb mit nur einer im Betrieb befindlichen Dampfturbine möglich ist. In Fällen, bei denen das Leistungsverhältnis zwischen Gasturbine und Dampfturbine größer ist oder der Überhitzerdruck kleiner ist, wird dieser Kreislauf sogar noch wirtschaftlicher, da mehr Überhitzerdampf bei einem hohen Energieniveau erzeugt wird.

#### Auswertungen der ersten bis vierten Alternativen

Alle vier Alternativen sind brauchbare Optionen für die Leistungssteigerung im Verbundkreislauf. Die beiden Optionen mit Speisewasservorwärmung lassen sich offenbar leicht in bestehende Kraftwerke integrieren, da lediglich eine Speisewasserleitung zur Verbindung der Gasturbinenanlage mit der Dampfturbinenanlage erforderlich ist. Der Druck und die Wärmeverluste in dieser Verrohrung sind nicht kritisch. Andererseits liefern die Optionen mit Wärmerückgewinnungsdampferzeuger eine etwas bessere Wirtschaftlichkeit. Zunächst wurde bedacht, daß die Speisewasserwärmetauscher erheblich billiger sind als die Wärmerückgewinnungswärmetauscher, doch zeigt ein Preisvergleich, daß Hilfskamine und Rauchgasklappen für die Speisewasserwärmetauscher die Kosten erhöhen.

Die Optionen mit Speisewasserwärmetauschern besitzen eine größere Betriebsflexibilität, die insbesondere dann bedeutsam ist, wenn Lastwechsel und Zweischichtbetrieb in Betracht gezogen werden.

Im Hinblick auf thermische Wirtschaftlichkeit ist die vierte Alternative die beste Lösung, während die größte Leistungssteigerung mit der ersten Alternative erzielt wird, wie Tabelle 8 zeigt. Die höhere Leistungssteigerung der ersten Alternative ergibt sich aus der vergrößerten Überhitzerdampferzeugung in der Dampfanlage. Die Anlagennettogleistungen und Nettowärmeverbrauchswerte der verschiedenen Alternativen zeigen Unterschiede, die bei der richtigen Würdigung der Vorschaltoptionen eine Rolle spielen.

Tabelle 8

Vorhandene  
Überhitzer-  
Dampfanlagen

1. 2. 3. 4.

A l t e r n a t i v e

Gasturbinenleistung	MW	145,9	1x145,9	1x145,9	1x145,9
Dampfturbinenleistung	MW	2x326,8	2x355,6	2x353,9	2x354,8
Gesamtleistung	MW	653,6	857,1	837,7	852,9
Eigenbedarf	MW	2x 16	2x 16	2x 16	2x 17
Anlagennettogleistung	MW	621,6	826,1	805,7	818,9
Anlagennettowärme- verbrauch basierend auf hohem Wärmewert	Btu/kWh	9.885	9.269	9.496	9.262
Erhöhung der Anla- gennettogleistung	MW	Basis	203,5	184,1	199,3
Verbesserung des An- lagennettowärmever- brauchs	%	Basis	32,7	29,6	32,1
	Btu/kWh	Basis	616	389	623
	%	Basis	6,2	3,9	6,3
					6,6

Die Gasturbine wird von Unterschieden im Auslastdruckverlust der Wärmetauscher und Wärmerückgewinnungsdampferzeuger beeinflusst, jedoch wurden alle Berechnungen bei 300 mm Wassersäule durchgeführt, da angenommen wurde, daß ein kleinerer Druckabfall in den Wärmetauschern durch den Einsatz des Hilfsabzuges

und der Klappen für diese Alternativen kompensiert werden kann.

Ein 165 MVA luftgekühlter Generator ist für alle Alternativen ausgewählt worden. Jedoch kann ein größerer luftgekühlter Generator für den Betrieb mit kleinerem Leistungsfaktor vorgesehen sein, wenn die maximale Kapazität des Dampfturbogenerators beschränkt ist und zusätzliche Blindleistung erforderlich ist. Gegenwärtig sind luftgekühlte Generatoren bis zu 260 MVA verfügbar.

Die Turbogeneratoren waren ursprünglich für folgende potentielle Durchsatzmengen vorgesehen:

Hauptdampf	Überhitzter Dampf	Abdampf	
952 t/h	952 t/h	725 t/h	10

Die maximale Dampfturbinenleistung im Verbundkreislaufbetrieb von 355,6 MW machte die folgenden Durchsatzwerte erforderlich:

Hauptdampf	Überhitzter Dampf	Abdampf	
952 t/h	952 t/h	775 t/h	20

Allein der Durchsatz des Abdampfes hat sich gegenüber dem Ursprungswert erhöht. Aber diese Steigerung von nur 7% kann für gewöhnlich zugelassen werden, wenn die Dampfturbinen nicht ausgangsseitig belastet sind oder die Niederdruckbeschaukelung ist für eine kleine Massendurchflußgrenze beschaffen. In diesem Fall kann der Niederdruckturbinendampfweg durch eine verbesserte Bauweise ersetzt werden, um eine höhere Wirtschaftlichkeit und eine auslaßseitige Massenstromdichte bis zu 25 kg/m<sup>2</sup>h erhalten. Ein solches Beispiel ist in Tabelle 9 als Alternative 1A dargestellt, womit eine zusätzliche Wirtschaftlichkeitsverbesserung von 16 MW gegenüber der ersten Alternative für beide Dampfturbinen erhalten wird.

Tabelle 9

Gesamte Anlagen- nettowirtschaft- lichkeit	Überhitzer- anlagen	Einfach- kreislauf	Kombinierter Kreislauf mit HRSG	Verbund- kreislauf
Leistung	MW 621,6	769,6	842,6	825,1
Leistungserhöhung	MW Basis	148	221	203,5
	% Basis	23,8	35,6	32,7
Wärmeverbrauch				
Btu/kWh 9885		10017	9147	9269
Wärmeverbrauch- verbesserung				
Btu/kWh Basis		+ 132	738	616
% Basis		+ 1,3	7,5	6,2
+ "Schlechterer Wärmeverbrauch"				792
				8,0

Ersetzt man den Einfachkreislauf durch einen kombinierten Kreislauf, so verringert sich der Wärmeverbrauchswert für die Gesamtanlage um  $(1,3 + 7,5\%) 8,8\%$ . Dieses Ergebnis basiert auf einem Wärmeverbrauch im

kombinierten Kreislauf von 7070 Btu/kWh bei HHV und 6370 Btu/kWh bei LHV, womit sich 53,6% Wirkungsgrad für den kombinierten Kreislauf ergeben. Die Verbesserung gegenüber der ersten Alternative im Verbundkreislauf beträgt 7,5% und kann sogar auf 9,3% gesteigert werden, wenn man entsprechende Auswechslungen im Niederdruckteil vornimmt. Eine ähnliche, jedoch kleinere Verbesserung läßt sich für die kombinierte Kreislaufoption erwarten, wenn man solche zusätzlichen Auswechslungen im Niederdruckteil vornimmt.

Kombinierte Kreislaufanlagen mit Wärmerückgewinnungsdampferzeuger und mit vollbefeuchten Dampferzeugern sowie Verbundkreislaufanlagen sind den Umständen nach abhängig von der gültigen Alternative für Leistungs- oder Vorschaltanwendungen. Wenn wir unsere Vorstellungen für die Leistungsauslegung zweier 300 MW Dampfanlagen mit einer modernen Gasturbine zusammenfassen, so ist der Vergleich der Wirtschaftlichkeit gegenüber zwei gegenwärtigen Überhitzereinheiten in Tabelle 8 dargestellt, basierend auf der maximalen totalen Kraftwerksnettoleistung. Die erste Alternative liefert die höchste Leistungserhöhung von 32,7% und die vierte Alternative hat die größte Wärmeverbrauchsverringerung von 6,6%. Es sei bemerkt, daß die Auswertung der Unterschiede in der Wirtschaftlichkeit auf einem konstanten Hauptdampfdurchsatz basiert. Eine ähnliche auf konstanter thermischer Kapazität der Dampfturbogeneratoren basierende Studie würde für die dritte und vierte Alternative mit Wärmerückgewinnungsdampferzeugern eine relativ bessere Wirtschaftlichkeit ergeben.

Fügt man eine Gasturbinenanlage mit einfachem Kreislauf einem bestehenden Dampfkraftwerk hinzu, so erhöht sich der gewichtete Wärmeverbrauch bei Vollast, doch wird die Gesamtleistung durch die Spitzenkapazität der Gasturbine erhöht. Verknüpft man eine kombinierte Kreislaufanlage mit einem Wärmerückgewinnungsdampferzeuger, so liefert dies die beste Wirtschaftlichkeit für den Wärmeverbrauch und die Leistung. Abhängig von den spezifischen Anlagebedingungen können ähnliche Ergebnisse mit einer vollbefeuchten Vorschaltanordnung erreicht werden. Benutzt man eine Anordnung mit Verbundkreislauf, so erhält man eine etwas kleinere Leistung und einen schlechteren Wärmeverbrauch im Vergleich zur Alternative mit dem kombinierten Kreislauf. Man kann jedoch die Wirtschaftlichkeit der Anlage im Verbundkreislauf hinsichtlich Leistung und Wärmeverbrauch verbessern, indem man die Niederdruckturbinen austauscht. Verwendet man moderne Niederdruckturbinenstufen, so verbessert sich der Wärmeverbrauch und die Leistung im Bereich von 2 bis 3%. Dabei ist die Folge für die Wirtschaftlichkeit der Anlage im Verbundkreislauf eine etwas kleinere Leistung, jedoch ein besserer Wärmeverbrauch als im kombinierten Kreislauf mit Wärmerückgewinnungsdampferzeuger.

Was den Emissionsausstoß anbelangt, so wird die spezifische Emission pro erzeugte kWh in allen Alternativen verringert, da die Gasturbine mit ihren Hybridbrennern eine niedrige NO<sub>x</sub> Emission im Bereich von 25 ppm ohne Wasser- oder Dampfinjektionen hat. Eine sogar größere Verbesserung kann man mit einer vollbefeuchten Anlage für kombinierten Kreislauf erhalten, da das heiße Abgas aus der Gasturbine für eine Sekundärverbrennung in den Überhitzerdampferzeugern benutzt wird. Bei den Eemscentrale Kraftwerk führte dieses Konzept in Verbindung mit einem Austausch der Brenner in den Dampferzeugern zu einer Verringerung der NO<sub>x</sub> Emission von 400–500 ppm vor der Leistungssteigerung auf 100–150 ppm nachdem die Vorschaltgasturbine in das bestehende 600 MW Dampfkraftwerk eingebaut wurde.

In Fällen, bei denen verhältnismäßig grobe bestehende Dampfkraftwerke potentiell für die Leistungssteigerung geeignet sind, ist der Verbundkreislauf eine attraktive Option. Dabei benötigt man nicht die Installation einer neuen Dampfturbinenanlage einschließlich ihrer Hilfssysteme wie Kondensator und Kühlwasserversorgung und man vermeidet einen größeren Umbau der bestehenden Dampferzeuger.

Ohne Modifizierung des Dampfturbinendurchsatzes mag die Leistungssteigerung der bestehenden Dampfturbinen begrenzt sein. Zieht man jedoch den Austausch von Dampfturbinenstufen in Betracht, so kann das Konzept für den Verbundkreislauf eine maximale Zusatzleistung erbringen, die mit einem sehr attraktiven Wärmeverbrauch einhergeht. Da ein bestehendes Dampfkraftwerk Verwendung findet, können die spezifischen Kosten für eine solche Ausrüstung im Verbundkreislauf so niedrig liegen wie die Gebäudekosten für eine Gasturbinenanlage mit einfachem Kreislauf.

#### Patentsprüche

1. Verbundkreislauf Kraftwerk mit einer Gasturbine (16), deren Abgasauslaß mindestens zwei Dampfturbinenanlagen (32, 34) vorgeschaltet ist, mit Wärmetauschereinrichtungen (12) zwischen der Gasturbine und der Dampfturbinenanlage, wobei die Wärmetauschereinrichtungen mit dem Abgasauslaß in Verbindung stehen und von den heißen Gasen der Gasturbine zum Wärmeaustausch mit Speisewasser der Dampfturbine durchströmt werden, um das Wasser vorzuwärmen und/oder zu verdampfen.

2. Kraftwerk nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Wärmetauschereinrichtungen mindestens zwei getrennte Wärmetauscher aufweisen, von denen jeder mit dem Abgasauslaß in Verbindung steht und daß jeweils einer der getrennten Wärmetauscher an den Speisewasserstrang jeweils eine Dampfturbine angeschlossen ist.

3. Kraftwerk nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß eine Steuerung vorgesehen ist, mit der der Heißgasstrom aus dem Abgasauslaß zu den Wärmetauschereinrichtungen gesteuert wird.

4. Kraftwerk nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerung eine erste Einrichtung zum Steuern der Gesamtmenge des zu den Wärmetauschereinrichtungen strömenden Heißgases und eine zweite Einrichtung zum Steuern der Heißgasströmung in die jeweiligen Wärmetauscher aufweist.

5. Kraftwerk nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuereinrichtungen Rauchgasklappen mit um ihre Längsachse schwenkbaren Lamellen sind.

6. Kraftwerk nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß Entnahmeanschlüsse für die Entnahme von Wärme aus dem Wärmetauscher für bezüglich der Dampfturbine externe Heizzwecke vorgesehen sind.

7. Kraftwerk nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß zwei Dampfturbinen an eine

Gasturbine angeschlossen sind.

8. Kraftwerk nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Wärmetauscher nur zur Speisewasservorwärmung der Dampfturbinen vorgesehen sind.

9. Kraftwerk nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß ein Wärmetauscher für die Speisewasservorwärmung einer Dampfturbine und der andere Wärmetauscher zur Lieferung von Wärme an die Wärmeentnahmeanschlüsse vorgesehen ist.

10. Kraftwerk nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Wärmetauscher zum Erzeugen von Überhitzerfrischdampf für die Dampfturbine vorgesehen sind.

Hierzu 7 Seite(n) Zeichnungen



- Leerseite -

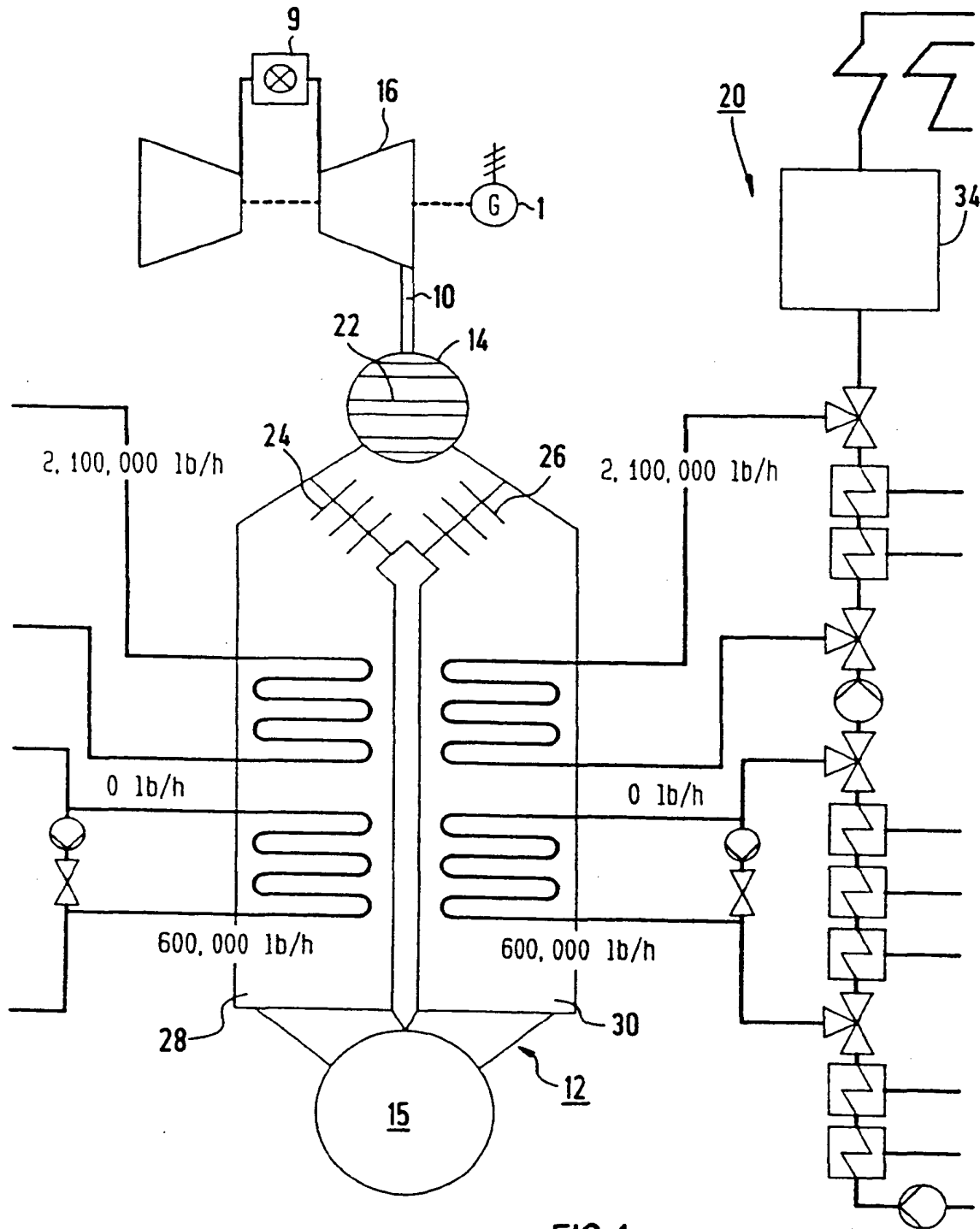


FIG 1

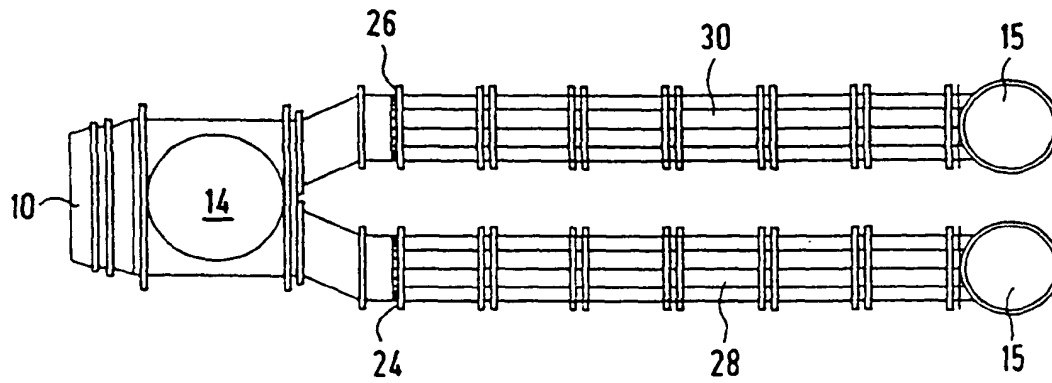


FIG 2a

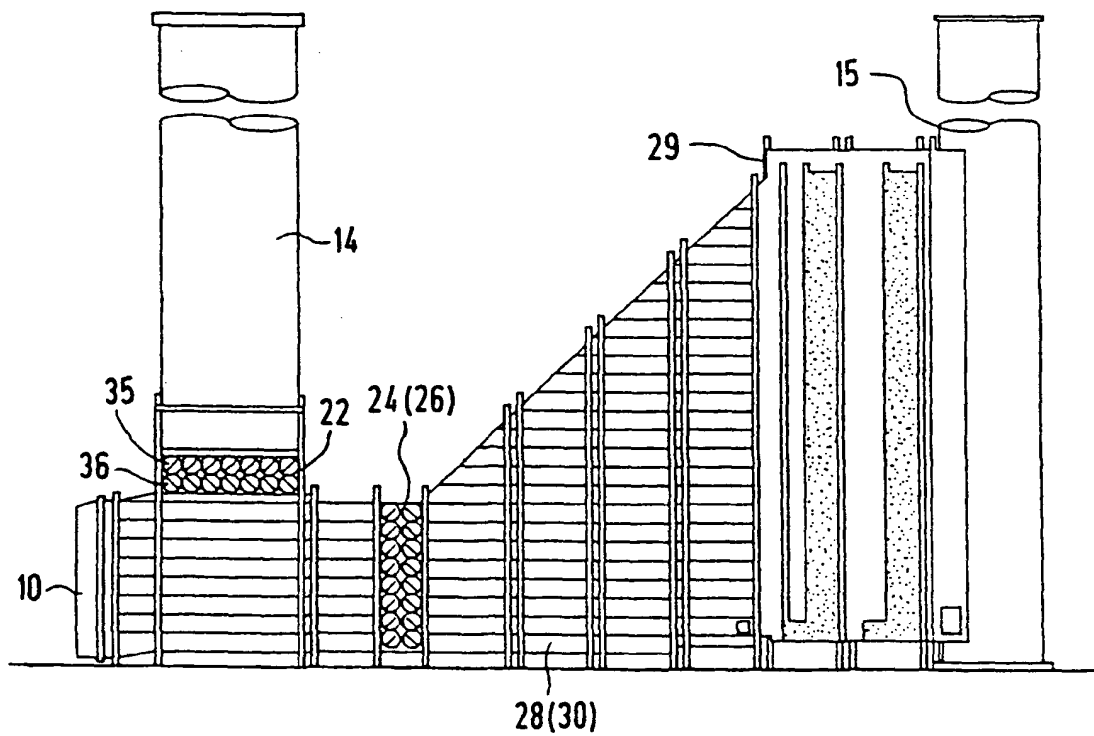


FIG 2b

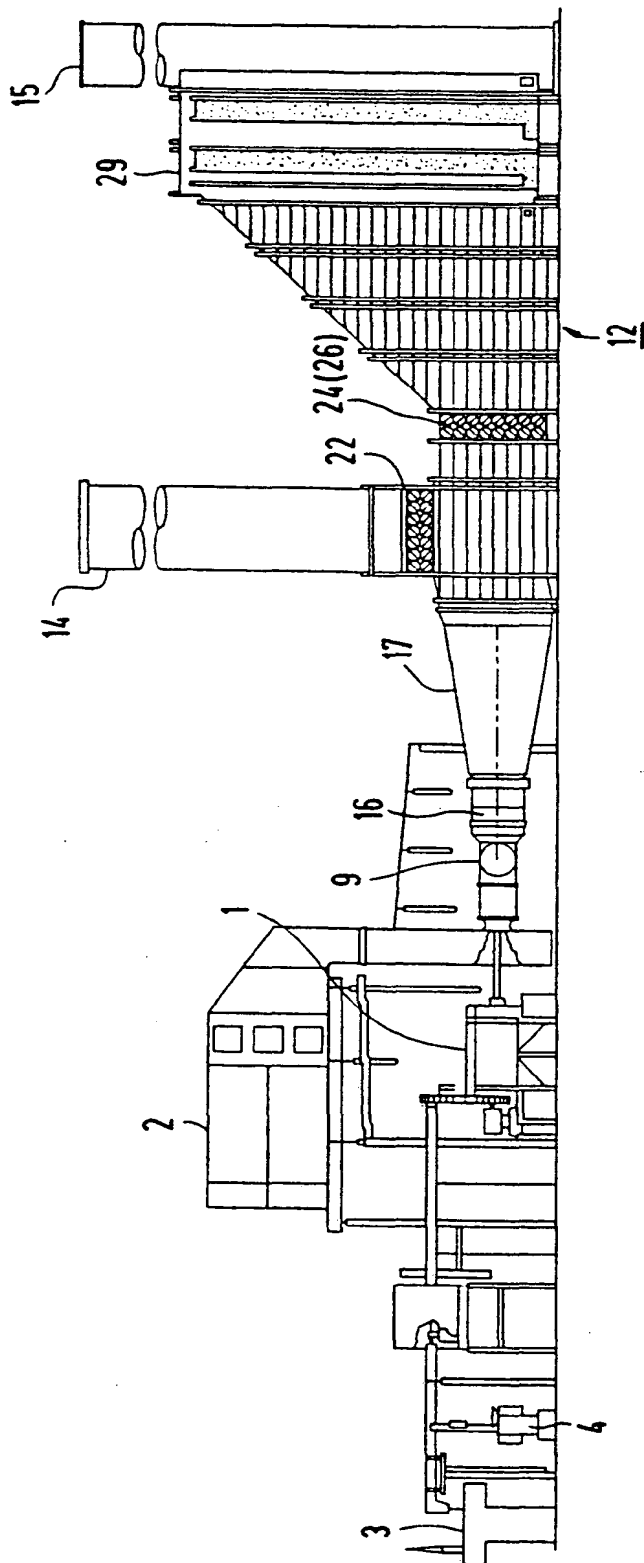


FIG 3

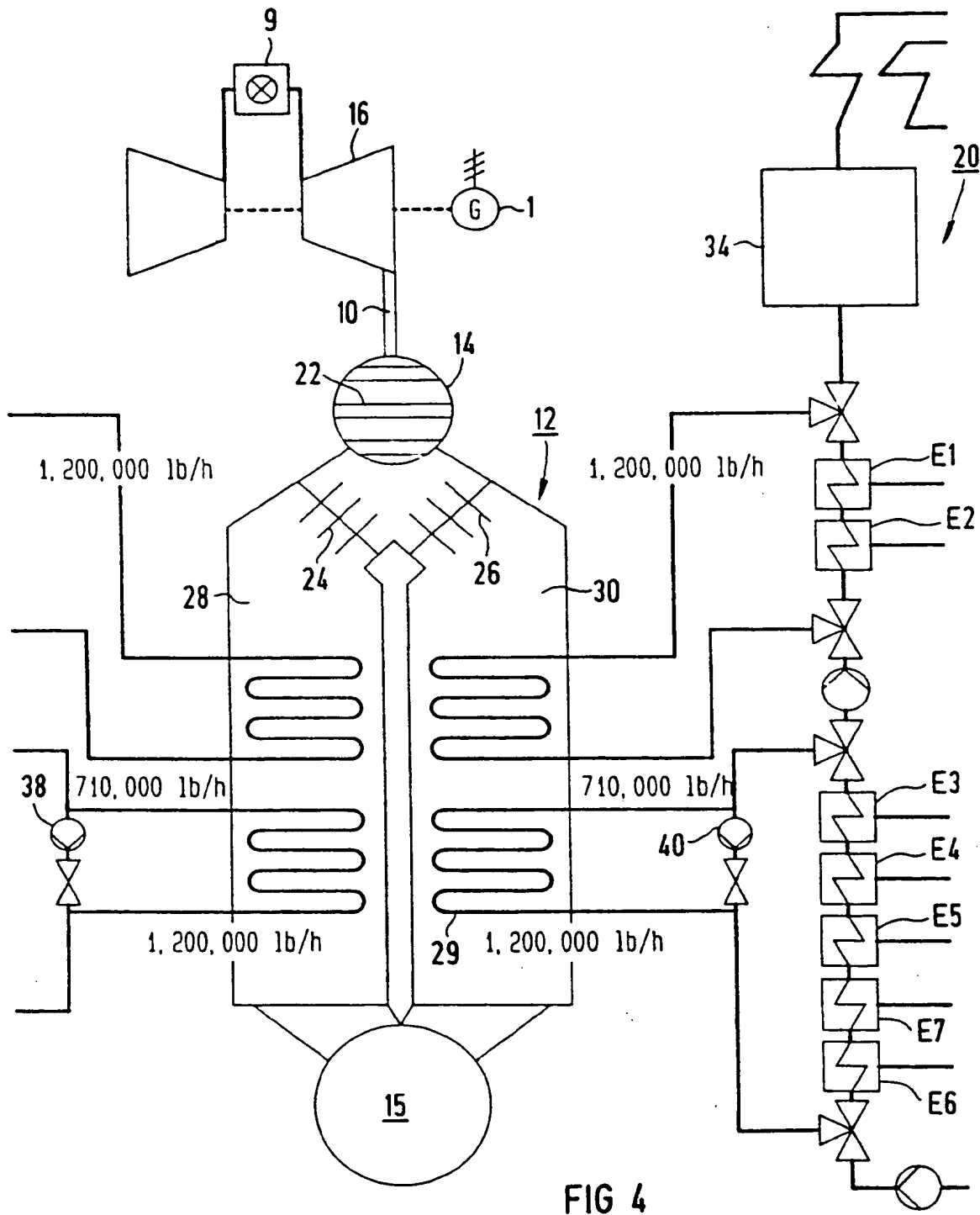


FIG 4

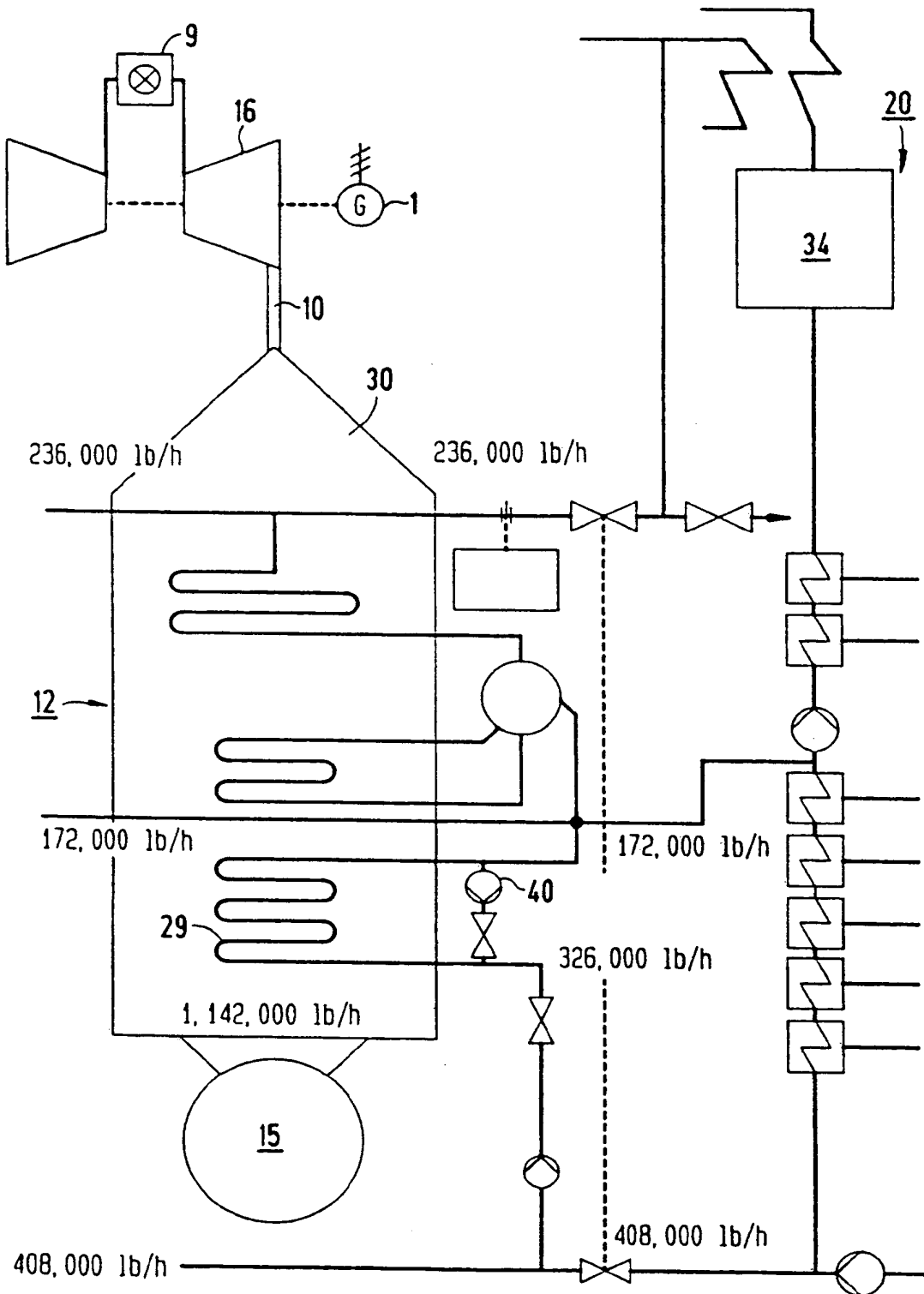


FIG 5

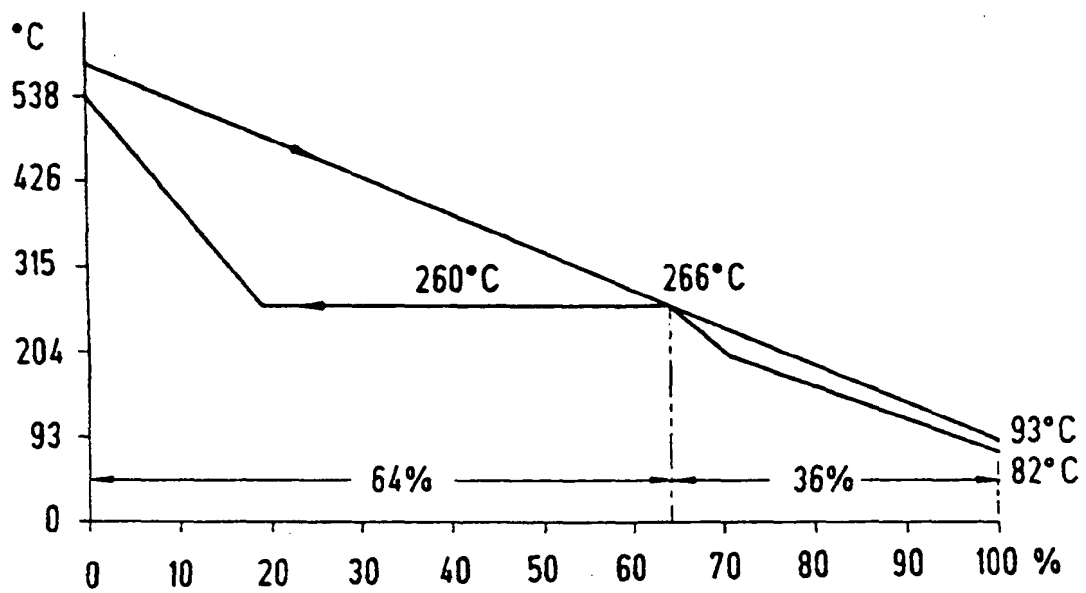


FIG 6

